Nr. 11. Warszawa, 6 listopada 1928 r. Rok VI

TECHNIKA CIEPLNA

Czasopismo Stowarzyszenia Dozoru Kotłów w Warszawie.
Oficjalny Organ Polskiego Komitetu Normalizacyjnego dla Spraw Kotłowych.

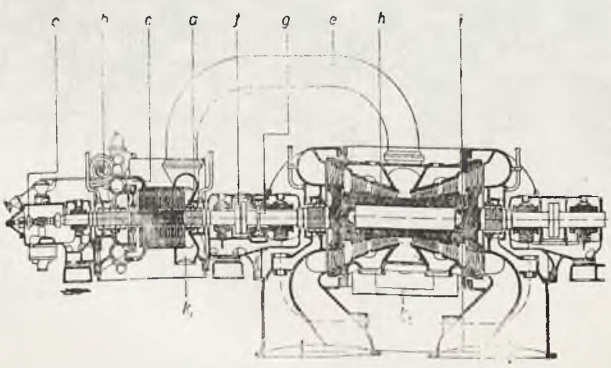
Redaktor: Inż. techn. **JAN KOMARNICKI.**
Wydawca: **Stowarzyszenie Dozoru Kotłów w Warszawie.**
REDAKCJA i ADMINISTRACJA: Warszawa, Chmielna 2, m. 6. Tel. 275-45.
GODZINY BIUROWE: Redakcji—piątki, od 18 do 20, Administracji—codziennie, od 10 do 15.

Prof. Dr. inż. WIESŁAW CHRZANOWSKI.

NOWOCZESNE TURBINY PAROWE.

(por. *Technika Cieplna*, 1928, str. 155).

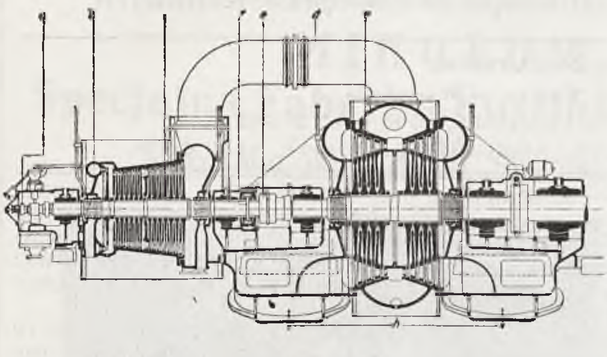
W ostatnim czasie *Tow. A. E. G.* w Berlinie dąży, jak to wynika z publikacji wydanej w połowie roku 1928 z okazji 25-lecia budowy turbin parowych przez tę firmę, do znacznego zmniejszenia kosztów budowy turbogeneratorów o wielkiej mocy. Cel ten chce wytwórnia osiągnąć w pewnych budowanych już typach przez podniesienie wytwarzanej przy 3000 *obr/min* mocy 20.000 *kW* do 30.000 *kW*, a przy zmianie części niskoprężnej do 40,000 *kW*. Typ dwukadłubowej turbiny kondensacyjnej, przedstawiony na rys. 56, *Tow. A. E. G.* stosuje po wprowadzeniu pewnych zmian także dla mocy 30.000 *kW* przy $n = 3.000$ *obr/min*, jak to wynika z rys. 57. Wysokoprężny cylinder jest systemu akcyjnego posiada koło Curtis'a oraz 11 stopni akcyjnych. Wirniki akcyjne wykonane są z jednej części z wałem, a jedynie koło Curtis'a, które może być częściowo zasilane, jest osobno nasadzone. Kadłub wysokoprężny *d* jest tylko dwudzielny (różni się w tym względzie od budowy rys. 56), a doprowadzanie do niego pary świeżej następuje w miejscu *b*; — w razie przeciążenia turbiny para świeża przepływa także kanałem *c* do części pomiędzy kołem Curtis'a i pierwszą kierownicą akcyjną. Z kadłuba wysokoprężnego para płynie dwiema rurami *e* do kadłuba niskoprężnego *h*. W ostatnim para posiada dwukierunkowy przepływ, a łopatki, umieszczone w przeważnej części na bębnie, są systemu reakcyjnego. Przepływ pary w części niskoprężnej jest korzystny, nie uniknięto jednak straty wylotowej w miejscu *i* przez zastosowanie szerszej kierownicy (patrz rys. 39). Wały turbiny, połączone sprzęgłem stałem *f*, spoczywają w czterech łożach, do korpusów których przytwierdzone są w znany sposób kadłuby turbiny; — turbina posiada tylko jedno klockowe łoże stopowe umieszczone w pobliżu sprzęgła *f*. W miejscach k_2 i k_1 pobiera się parę do podgrzewania wody zasilającej kotły.



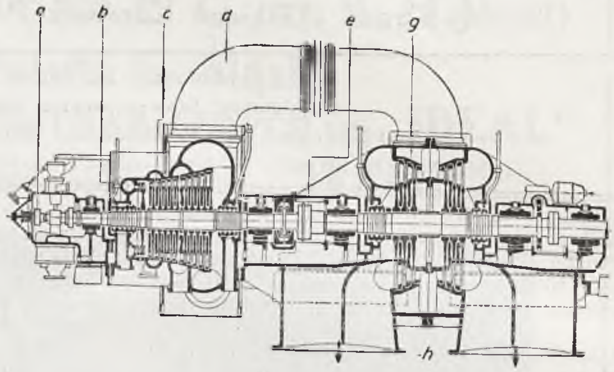
Rys. 57. Dwukadłubowa turbina kondensacyjna Tow. A. E. G. o mocy 30.000 kW przy n = 3.000 obr/min.

Dla mocy powyżej 30.000 *kW* aż do 40.000 *kW* przy $n = 3000$ *obr/min Tow. A.E.G.* podaje w wyżej wspomnianej publikacji tur-

binę dwukadłubową przedstawioną na rys. 58. Cylinder wysokoprężny *c*, posiadający koło Curtis'a i około 10 stopni akcyjnych, których wirniki są ze względu na większą ich średnicę osobno nasadzone na wał, mało różni się od budowy uwidocznionej na rys. 57, natomiast konstrukcja

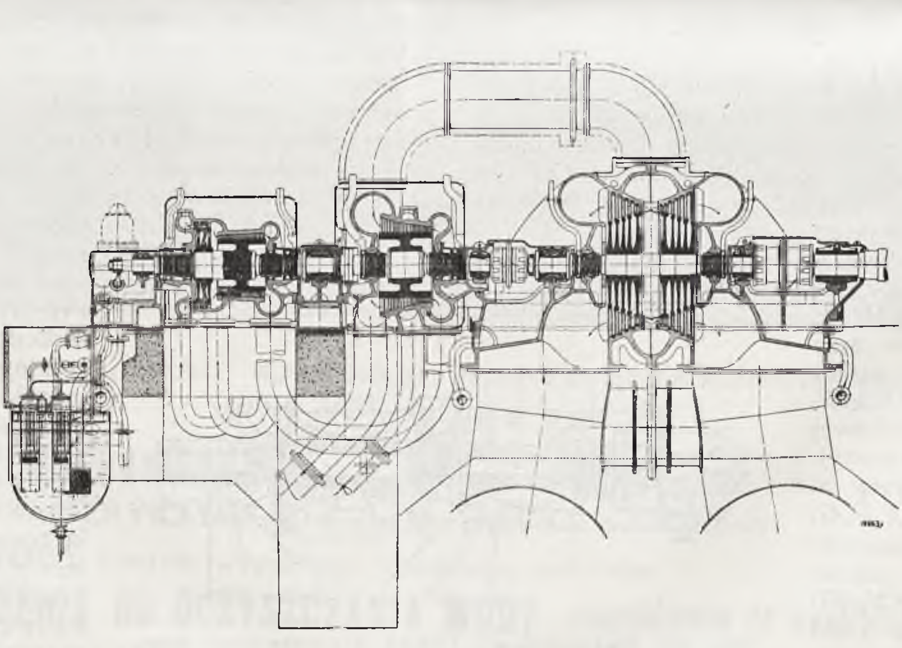


Rys. 58. Dwukadłubowa turbina kondensacyjna Tow. A. E. G. o mocy od 30.000 kW do 40.000 kW przy n = 3.000 obr/min.



Rys. 59. Dwukadłubowa turbina kondensacyjna Tow. A. E. G. o mocy 80.000 kW przy n = 1.500 obr/min

cylindra niskoprężnego różni się zasadniczo, bo wielostopniowy bęben zastąpiono trzema reakcyjnemi stopniami ciśnienia, umieszczonemi na 6 tarczach wirnikowych o przeciwkierunkowym przepływie pary. Przez taką zmianę, oraz przez wykonanie korpusu łożysk z jednego kawała

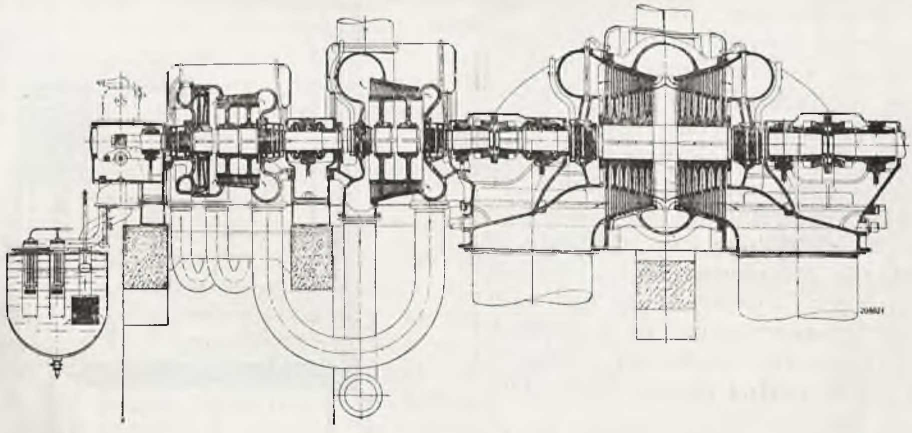


Rys. 60. Turbina trójkadłubowa fabryki Brown-Boveri, o mocy od 20.000 kW do 30.000 kW przy n=3.000 obr/min

z połową cylindra niskoprężnego osiągnięto znaczne skrócenie turbiny, czyli znacznie mniejsze zużycie materjału, czyli poważne potanienie turbiny. Zastąpienie bębna tarczami wirnikowemi jest przy powiększeniu ilości pary przepływającej nieuniknione, lecz można wyrazić uzasadnioną obawę, czy sprawność trzystopniowej turbiny reakcyjnej nie będzie znacznie gorszą od sprawności turbiny wielostopniowej przedstawionej na rys. 57 i czy sprawność ta nie będzie stopniowo zmniejszała się z powodu nadmiernego zdzierania się łopatek niskoprężnych. Ponieważ dobra sprawność turbiny kondensacyjnej, jak poprzednio zaznaczono, zależy przedewszystkiem od dobrej sprawności jej części niskoprężnej, przeto przypuszczać należy, że rozprężanie pary w cylindrze wysokoprężnym turbiny rys. 58 odbywa się do znacznie niższego ciśnienia niż w cylindrze wysokoprężnym turbiny rys. 57; — przypuszczalnie za 5-tym stopniem akcyjnym rys. 58 panuje to samo ciśnienie pary, z jakiem para uchodzi z cylindra wysokoprężnego turbiny rys. 57. Stawiając sobie za cel znaczne zmniejszenie kosztów wytwór-

czych silnika, konstruktor musiał zmniejszyć liczbę stopni ciśnienia tak w części wysoko — jak i niskoprężnej, nie chcąc znacznie pogorszyć sprawności turbiny w stosunku do budowy rys. 57. Dążność do zmniejszenia kosztów wytwórczych silnika nawet kosztem jego sprawności jest obecnie wobec stosunkowej taniości paliwa zupełnie usprawiedliwiona, o ile zmiany wprowadzone nie zmniejszą niezawodności ruchu silnika i nie będą powodem stopniowego pogarszania się sprawności silnika. Ponieważ turbogenerator ze stosunkowo małą liczbą stopni ciśnienia o mocy 40.000 *kW* przy $n = 3.000$ *obr/min* oznacza najnowszy wysiłek konstruktorski, przeto należy odczekać wyników praktyki, mianowicie *co do niezawodności generatora elektrycznego* o tak wielkiej mocy przy $n = 3.000$ *obr/min*, co do sprawności turbiny i zachowania jednakowej sprawności, co do niezawodności tarcz kierowniczych w niskoprężnej części reakcyjnej, co do trwałości łopatek wirnikowych przy obecnym stanie materjałów i t. d.

Bardzo podobna do konstrukcji rys. 58 jest budowa dwukadłubowego typu, przedstawionego na rys. 59, a stosowanego przez *Tow. A. E. G* dla mocy 80000 *kW* przy $n = 1500$ *obr/min*. Cylinder wysokoprężny posiada 14 stopni akcyjnych, cylinder niskoprężny 4 stopnie reakcyjne o przeciwkierunkowym przepływie pary. Zastosowanie pierwszego wirnika akcyjnego o większej średnicy zamiast koła Curtis'a ma tutaj na celu zwiększenie sprawności turbiny przy całkowitem obciążeniu turbiny. Ponieważ jednak koło Curtis'a jako stopień regulacyjny daje bardzo korzystne wyniki, a w elektrowniach nawet największe agregaty silnikowe pracują często częściowo obciążone, przeto osobiście uważam użycie w danym wypadku koła Curtis'a za odpowiedniejsze, zwłaszcza, że dzięki niemu można znacznie zmniejszyć ciśnienie pary, dopływającej do kadłuba turbiny; — jestto bardzo ważne przy pracy z parą o wysokiem ciśnieniu, które stosuje się przy wielkiej mocy silnika. W budowie turbiny rys. 59 króćce, przez które odpływa para z cylindra wysokoprężnego, nie są tak daleko nasunięte na kadłub, jak na rys. 58; — zmiana ta, powodująca wprawdzie pewne wydłużenie turbiny, jest bezwątpienia korzystna dla sprawności



Rys. 62. Turbina trjókadłubowa fabryki Brown-Boveri o mocy od 20.000 kW do 50.000 kW przy n=1.500 obr/min

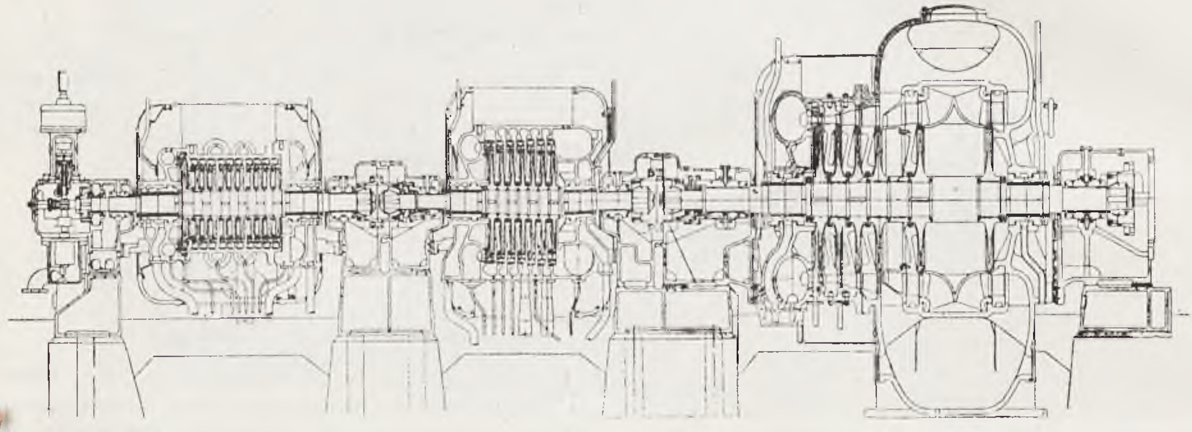
SPROSTOWANIE

W artykule prof. *W. Chrzanowskiego* p. t. *Nowoczesne turbiny parowe* na str. 188, należy przestawić klisze, przedstawiające rysunki 58 i 59, bez zmiany podpisów.

turbiny. Ze względu na wielką ilość pary uchodzi ona z cylindra niskoprężnego do kondensatorów czterema rurami *h*.

C. Turbiny trój — i czterokadłubowe.

Jak z poprzednich moich wywodów wynika, w szczególności także z uwag poczynionych a w razie przeciążenia silnika regulacja samoczynna wpuszcza także parę świeżą, odpowiednio zdławioną za drugi wirnik akcyjny. Przepływ pary przez cylinder wysokoprężny posiada przeciwny kierunek do przepływu przez cylinder średnioprężny, a cylinder niskoprężny posiada dwukierunkowy przepływ pary, skutkiem czego naciski reakcyjne znoszą się tak dalece, że silnik nie potrzebuje posiadać wogóle tłoków odciążających.

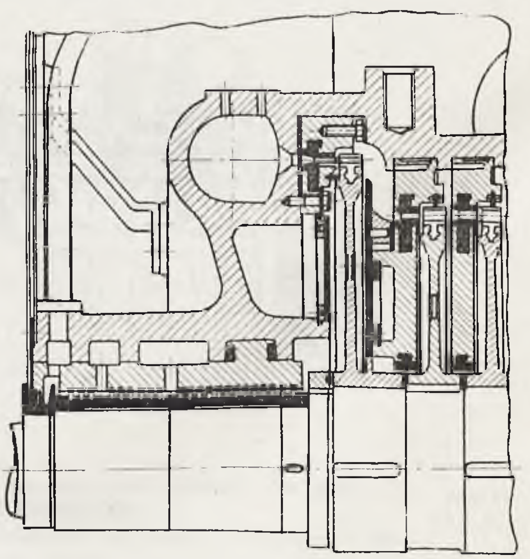


Rys. 63. Trójkadłubowa turbina kondensacyjna fabryki Skoda o mocy 10.000 *kW* przy n = 3.000 obr/min.

w ustępie „niezawodność biegu", turbiny trój — i czterokadłubowe stosuje się obecnie naogół tylko w silnikach o bardzo wielkiej mocy, pracujących z bardzo wysokiem ciśnieniem dolotowem. Wprawdzie można w nich osiągnąć lepszą sprawność, lecz oszczędności na paliwie nie są przeważnie tak duże, aby mogły wyrównać znacznie większe koszty inwestycyjne. W obecnych warunkach decydującym czynnikiem dla określenia liczby kadłubów jest niezawodność biegu turbogeneratora, czyli liczba kadłubów zależy także od rodzaju turbiny. Z tej przyczyny należy uznać za słuszne, że fabryki, stosujące system reakcyjny w części wysokoprężnej, używają dla mocy powyżej 20000 *kW* przy ciśnieniu pary dolotowej powyżej około 25 atn turbinę trójkadłubową, bo otrzymuje się wtedy cylinder wysoko—i średnioprężny o mniejszych wymiarach, co jest nader ważne w turbinach reakcyjnych ze względu na małe szczeliny pomiędzy częściami wirującemi i nieruchomemi, oraz można usunąć tłoki odciążające.

Turbinę trójkadłubową fabryki *Brown-Boveri* dla mocy 20.000 do 30.000 *kW* i dla ciśnień aż do 35 *atn* przy 3.000 *obr/min* uwidocznia rys. 60. Turbina ta posiada tę cechę charakterystyczną, że za dwoma pierwszemi kołami akcyjnemi w cylindrze wysokoprężnym rozpoczyna się wielostopniowa turbina reakcyjna. Ponieważ turbina posiada dużą moc, przeto otrzymuje się już pierwsze łopatki reakcyjne o dostatecznej długości, jeśli ciśnienie pary dolotowej nie jest zbyt wysokie. Przy pełnem obciążeniu turbiny para świeża zasila całkowicie pierwszy wirnik akcyjny,

Niewyrównane naciski osiowe cylindra wysoko- i średnioprężnego, których wały połączone są ze sobą sprzęgłem stałem, podejmuje kulkowe łoże stopowe, służące zarazem za łoże nośne, umieszczone pomiędzy temi cylindrami. Cylinder nisko-



Rys. 64.

prężny zaopatrzony jest w osobne łoże nośno-stopowe, ponieważ wał jego łączy się z wałem średnioprężnym zapomocą elastycznego sprzęgła kłowego; — sprzęgło ostatniego rodzaju łączy wał turbiny z wałem generatora elektrycznego.

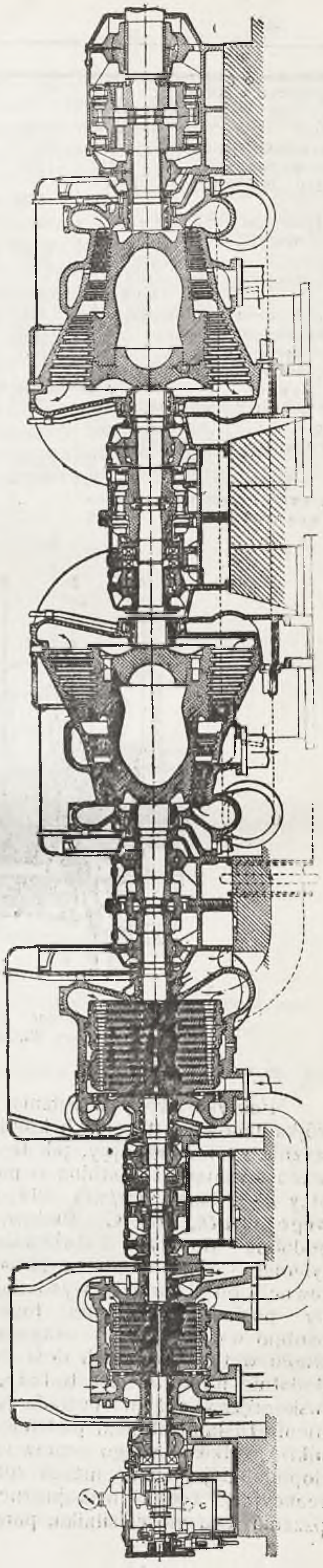
W turbinach kilkokadłubowych trzeba szczególną uwagę zwrócić na umożliwienie swobodnego wydłużania się poszczególnych części silnika pod wpływem działania ciepła pary. Fabryka *Brown-Boveri* uzyskuje to w swej trójkadłubowej turbinie w sposób przedstawiony na rys. 61. Punktami stałemi silnika względem płyt fundamentowych jest punkt *A* przy łożu stopowem pomiędzy cylindrami wysoko- i średnioprężnym i punkt *B* pośrodku kadłuba niskoprężnego, którego położenie względem płyty fundamentowej jest ustalone zapomocą klinów *E* i *F*. Prawidłowe współosiowe wydłużanie się zapewnia dla cylindra wysokoprężnego klin *C*, umieszczony pomiędzy tymże kadłubem i korpusem łożyska, a dla cylindra niskoprężnego kliny *G* i *H* umieszczone pomiędzy tym kadłubem i sprężystemi połączeniami *I* i *K* płyt fundamentowych, natomiast cylinder średnioprężny spoczywa półcylindryczną powierzchnią *D* swobodnie w cylindrze niskoprężnym tak, że i jego osiowe wydłużanie się jest zapewnione. Wydłużanie się prostopadłe do osi silnika jest przez to zapewnione, że śruby przytwierdzające łapy kadłubów do płyt fundamentowych nie mogą być silnie dociągnięte. W budowie trójkadłubowej turbiny Brown-Boveri'ego zwraca szczególną uwagę układ cylindra wysokoprężnego po stronie pary dolotowej na płycie fundamentowej zapomocą łap *L*, przylanych do dolnej części kadłuba w pobliżu jego osi geometrycznej. Rozwiązanie tego rodzaju jest bezwątpienia korzystniejsze od centrowania półcylindrycznemi powierzchniami cieplejszych kadłubów wysoko- i średnioprężnego w chłodniejszym korpusie łoża środkowego (patrz rys. 60 i 61 przy *A*). W celu uniknięcia odkształceń cylindrów trzeba oczywiście umieścić sprężyste części w przewodach pomiędzy skrzynkami zaworów regulujących i cylindrem wysokoprężnym oraz w przewodach pomiędzy cylindrem wysoko- i średnioprężnym, jak i średnio- i niskoprężnym; z tej samej przyczyny ustawia się kondensator na sprężynach.

Zupełnie podobny typ trójkadłubowej turbiny kondensacyjnej stosuje *Brown-Boveri* dla mocy 20.000 do 50.000 *kW*, jednakże przy liczbie obrotów *n*=1500 *obr/min* (rys. 62), której używa ze względu na generator elektryczny. Z powodu zmniejszonej liczby obrotów wirniki otrzymują tutaj większą średnicę, a cylinder niskoprężny posiada większą liczbę wirników, w celu otrzymania korzystnej sprawności. Dla uzyskania bardzo wielkiej mocy przy wysokiem ciśnieniu pary dolotowej *Brown-Boveri* stosuje układ compound, w którym cylinder wysoko- i średnioprężny napędzają jeden, a cylinder niskoprężny drugi generator elektryczny.

Trójkadłubowa turbina kondensacyjna firmy *Brown-Boveri* o mocy 10.000 *kW* przy $n = 3000$ *obr/min*, ustawiona w elektrowni miasta Bielefeld, była badana w lipcu r. 1926 przez prof. Jossego. Budowa tej turbiny kondensacyjnej dla ciśnienia dolotowego 11,5 *atn*, 300° C, przy $n = 3000$ *obr/min* jest następująca: cylinder wysokoprężny—1 koło akcyjne o średnicy 1000 *m/m* i 11 stopni reakcyjnych o średnicy 690 *m/m*, czyli $\sum \mu^2 = 153670$ m^2/s^2; — cylinder średnioprężny 12 stopni reakcyjnych o średnicy 820 *m/m*, czyli $\sum \mu^2 = 198770$ m^2/s^2;— cylinder niskoprężny pięć podzielonych stopni reakcyjnych (10 wirników) o średnicach 1005 do 1225 *m/m*, czyli $\sum \mu^2 = 309350$ m^2/s^2; — dla całej turbiny otrzymuje się $\sum \mu^2 = 661790$ m^2/s^2.

Wyniki pomiarów opublikowane w V. D. I. z dn. 26.III.27 zawiera poniżej podana tabela.

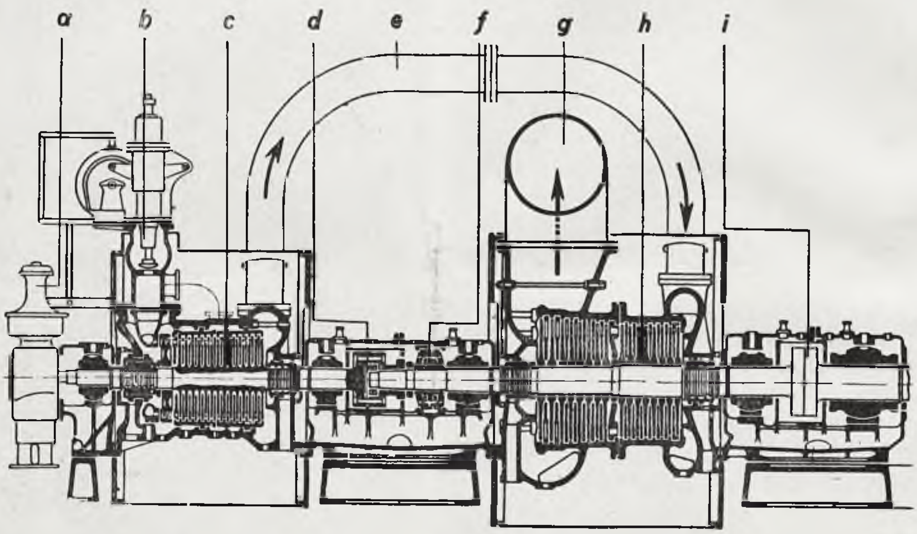
Z tabeli tej wynika, że sprawność tej trójkadłubowej turbiny jest bardzo wysoka; — w warunkach obecnych poprzednio scharakteryzowanych turbina trójkadłubowa dla tak niskiego ciśnienia pary dolotowej i dla tak niewielkiej mocy niema ze względu na wielkie jej koszty budowy racji bytu, a dziś dla opisanych warunków wybranoby z pewnością turbinę jednokadłubową.



Rys. 65. Czterokadłubowa turbina kondensacyjna o potrójnem rozprężaniu pary budowy Stork—Pierwsza Brneńska o mocy 16.000 kW, n = 3.000 obr/min, p_1 = 32 atn, 400°C.

Obciążenie około	$^4/_4$	$^3/_4$	$^1/_2$	$^1/_4$
moc na zaciskach generatora *kW*	10866	7813	6498	2610
sprawność generatora %	95,72	94,9	94,17	88,75
moc na sprzęgle *kW*	11352	8232	6900	2941
straty mechaniczne turbiny *kW*	158	158	158	158
zużycie pary odnośnie:				
do mocy na sprzęgle *kg/kWh*	5,02	5,115	5,08	5,76
do mocy na zaciskach *kg/kWh*	5,245	5,39	5,397	6,492
Przed zaworem głównym:				
ciśnienie pary *atn*	11,43	11,47	11,4	11,79
temperatura pary °C	323,5	327,7	332,3	335,6
próżnia w górnym króćcu wylotowym *ata*	0,0908	0,0788	0,0716	0,0516
Sprawność turbiny na sprzęgle;				
a) termodynamiczna efekt. η_e %	83,55	79,95	79,1	66,4
b) termiczna η_t %	23,2	22,7	22,8	20,05
Sprawność termodynamiczna wewnętrzna η_i %	84,7	81,45	81	70

z małym stopniem reakcyjności, skutkiem czego, jak to wynika z rys. 64, trzeba stosować przy wieńcach wirnikowych odpowiednie uszczelnienie. Również ze względu na uzyskanie lepszej sprawności, konstruktor ogranicza przestrzeń, w której wiruje pierwsze koło, celem zmniejszenia oporów pary niepracującej. Kosztowne jest też podcinanie na obwodzie pierścieni tarcz kierowniczych, stosowane w celu umożliwienia im swobodnego wydłużania się promieniowego;—uzyskana w ten sposób sprężystość tarcz wydaje mi się niepotrzebną, bo ten sam wynik można osiągnąć zapomocą tańszej budowy, naprzykład podług rys. 12. Wały poszczególnych cylindrów połączone są ze sobą zapomocą sprzęgieł elastycznych, skutkiem czego wirnik każdego cylindra musi posiadać osobne łoże stopowe, wykonane jako nowoczesne łoże klockowe, co oczywiście również powiększa koszty budowy silnika.



Rys. 66. Cylinder wysoko i średnioprężny turbiny A. E. G. — Pierwsza Brneńska, o mocy 80.000 kW, n = 1.500 obr/min, p_1 32 atn, 400°C.

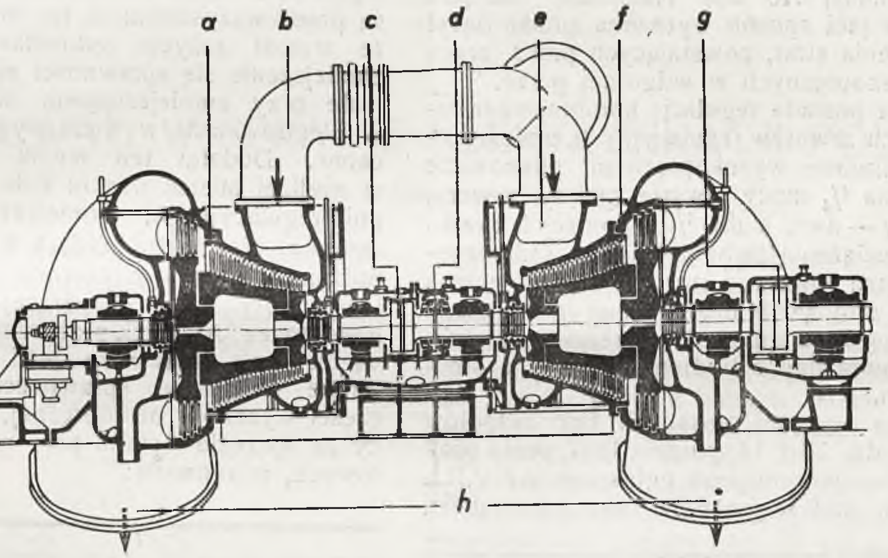
Fabryka *Skody* w Pilznie stosuje w swych trójkadłubowych turbinach kondensacyjnych wyłącznie system akcyjny, jak to wynika z rys. 63, przedstawiającego turbinę o mocy 10000 *kW* przy *n* = 3000 *obr/min* dla ciśnienia dolotowego 32 *atn*, 375 °C. Budowa tej turbiny jest podobna do typu dwukadłubowego (patrz rysunek 47), więc wykonanie jest kosztowne, bo cylinder wysoko — i średnioprężny posiada obrobione łopatki kierownicze osobno wstawiane, co oczywiście przy zastosowaniu w tych częściach dość dużej $\sum \mu^2$ wpływa dodatnio na sprawność turbiny. Natomiast część niskoprężna akcyjna posiada tylko 5 stopni ciśnienia (ostatni stopień podzielony na dwa wirniki), skutkiem czego sprawność jej najprawdopodobniej będzie niższa niż wielostopniowej reakcyjnej części niskoprężnej. W celu polepszenia sprawności silnika, para pracuje w nim

Ponieważ turbiny kilkokadłubowe fabryki *Skoda* posiadają akcyjną część wysoko—i średnioprężną, przeto ograniczenie liczby kadłubów, a zatem zmniejszenie kosztów budowy silnika, jest tutaj *bez zmniejszania niezawodności jego biegu* w wielu wypadkach możliwe, w których trzebaby uznać to za niedopuszczalne przy systemie przedstawionym na rys. 60 i 62. Nie ulega też wątpliwości, że fabryka *Skoda* będzie musiała ze względu na ostrą walkę konkurencyjną rozstrzygnąć w najbliższym czasie, powyżej jakiego ciśnienia i powyżej jakiej mocy będzie zalecała turbiny kondensacyjne o większej liczbie kadłubów niż dwa, czyli będzie musiała podnieść moc i ciśnienie dolotowe turbin dwukadłubowych.

Turbiny kondensacyjne o potrójnym rozprężaniu pary, trój i — czterokadłubowe, wykonywane przez *Pierwszą Brneńską Fabrykę* i wytwórnie posiadające jej licencje posiadają *wy-*

soko — i średnioprężne cylindry systemu akcyjnego, a niskoprężne systemu reakcyjnego. Rys. 65 przedstawia taką turbinę kondensacyjną o mocy 16000 *kW* przy $n = 3000$ *obr/min* dla ciśnienia dolotowego 32 *atn*, 400° C w wykonaniu fabryki Stork w Hengelo. Powyższy silnik badał w czerwcu r. 1926 prof. Josse i ogłosił wyniki dokonywanych pomiarów w V. D. I. № 11 r. 1927. Wysokoprężny cylinder posiada jeden stopień ciśnienia o średnicy 700 *m/m* i 9 stopni o średnicy 600 *m/m*, $\Sigma \mu^2 = 91880$ m^2/s^2; — średnioprężny cylinder — jeden stopień o średnicy 900 *m/m* i 11 stopni o średnicy 800 *m/m*, $\Sigma \mu^2 = 193760$ m^2/s^2; — cylindry niskoprężne, do których dopływa para z cylindra średnioprężnego, pracują równolegle i posiadają po 23 stopnie reakcyjne o średnicach od 658 do 1200 *m/m*, $\Sigma \mu^2 = 465000$ m^2/s^2; — cała turbina posiada wej, została tutaj uzyskana w wysokiej mierze przez zastosowanie bardzo dużej sumy $\Sigma \mu^2$, która jednak spowodowała kosztowną budowę czterokadłubowej turbiny, jeśli ze względu na większą niezawodność biegu niskoprężne kopatki reakcyjne umieszcza się na bębnach, wymagających dwóch cylindrów niskoprężnych. Chociaż ostatnie pozostawimy, to można przy zastosowaniu w cylindrze wysokoprężnym koła Curtis'a i wielostopniowej turbiny akcyjnej silnik kondensacyjny o mocy 16000 *kW* przy 32 *atn* i 400°C zbudować w 3 cylindrach o podwójnem rozprężeniu pary z niegorszemi wynikami od podanych.— w każdym razie z niegorszemi wynikami pod względem niezawodności biegu turbiny, a koszty budowy zmniejszyłyby się znacznie.

Koszty te można jeszcze więcej zmniejszyć, stosując jeden cylinder niskoprężny (por. rys. 57),



Rys. 67. Cylindry niskoprężne turbiny A. E. G. — Pierwsza Brneńska, o mocy 80,000 kW, $n = 1.500$ obr/min

$\Sigma \mu^2 = 750640$ m^2/s^2. Wyniki badań podaje poniżej umieszczona tabela.

Obciążenie około	4/4	3/4	2/4
moc na zaciskach generatora *kW* ($cos\ \varphi = 1$)	16650	12945	8462
Sprawność generatora przy $cos\ \varphi = 1$ %	95,65	95,27	93,96
Zużycie pary odnośnie do mocy:			
na zaciskach generatora *kg/kWh*	3,994	3,918	4,048
na sprzęgle turbiny z generatorem *kg/kWh*	3,82	3,733	3,8
Przed zaworem głównym turbiny:			
ciśnienie pary *ata*	32,8	32,8	32,7
temperatura „ °C	396	409	398
próżnia w górnej części krócca wylotowego *ata*	0,0445	0,036	0,0301
sprawność termodynamiczna efekt. odnośnie do mocy na sprzęgle η_e	82,9	81,75	80,15

Osiągnięta wysoka sprawność turbiny, pomimo większych strat w jej części wysokoprężnej z powodu wysokiego ciśnienia pary doloto- zaopatrzony w bęben o dwukierunkowym przepływie pary.

Bardzo podobne do ustroju uwidocznionego na rys. 65 są czterokadłubowe turbiny kondensacyjne o potrójnym rozprężaniu pary, zbudowane przez *Tow. A. E. G.* w Berlinie dla największej mocy poszczególnego agregatu 80 000 *kW* przy $n = 1500$ *obr/min*, $p_1 = 32$ *atn*, 400°*C* i próżni 96%, a ustawione w centrali Klingenberg w Rummelsburgu pod Berlinem. Cylinder wysokoprężny *c* (rys. 66), wyposażony w koło Curtis'a i czternaście stopni akcyjnych o średnicy 1000 *mm*, napędza łącznie z szesnastostopniowym akcyjnym cylindrem średnioprężnym *h* jeden generator elektryczny o mocy 40 000 *kW* przy $n = 1500$ *obr/min*;—wirniki obydwóch cylindrów, pracują małym stopniem reakcyjności (5% do 15%) i posiadają tylko jedno klockowe łoże stopowe. Cylinder wysokoprężny posiada obecnie już nieużywaną budowę z osobno wsta-

wianemi tulejami. Para przepływa z cylindra wysoko—do średnioprężnego dwiema rurami *e*, a z ostatniego rurą *g* do dwóch równolegle pracujących cylindrów niskoprężnych (rys. 67) posiadających po 24 stopnie reakcyjne umieszczone na bębnach i końcowych tarczach o średnicach od 1360 do 2900 *mm*, a napędzających drugi generator elektryczny o mocy 40 000 *kW* przy $n = 1500$ *obr/min*. Z powodu dwukierunkowego przepływu pary tłoki odciążające są zbyteczne, a niewyważone naciski tłokowe podejmuje jedno łoże stopowe, umieszczone pomiędzy kadłubami. Odpływ pary do dwóch kondensatorów następuje czterema rurami *h*.

W celu osiągnięcia wyższej sprawności łopatek zastosowano w turibnie tej łopatki zwinięte (zmienne na długości łopatki kąty wlotowe i wylotowe) nawet już w łopatkach średniej długości, powyżej około 120 *mm* — najdłuższe łopatki posiadają 610 *mm* Natomiast nie jest mi znane, w jaki sposób wytwórca silnika dążył do zmniejszenia strat, powstających przez pracę wirników niskoprężnych w wilgotnej parze.

Turbina posiada regulację kombinowaną zapomocą trzech zaworów regulacyjnych, umieszczonych na cylindrze wysokoprężnym, mianowicie dla obciążenia $^4/_4$ mocy otwarte są trzy zawory, dla $^3/_4$ mocy — dwa, a dla $^1/_2$ i poniżej 1 zawór. W razie przeciążenia turbiny działają samoczynnie dwa dalsze zawory, z których jeden wpuszcza parę świeżą odpowiednio zdławioną do 8-mego stopnia ciśnienia, a drugi do przewodu znajdującego się pomiędzy cylindrem wysoko- i średnio prężnym.

Jeden z powyżej opisanych turbozespołów był badany dn. 13 i 14 grudnia 1927, przez prof. Josse'go a wyniki pomiarów ogłoszone w Z.V.D.I. №31 r. 1928, podaje poniżej umieszczona tabela.

obciążenie około (cieplik całk. podany według Mollier'a r. 1927)	przeciążenie	$^4/_4$	$^3/_4$	$^2/_4$	$^1/_4$
Przed zaworem głównym:					
ciśnienie pary *ata*	33,6	33,6	34,1	34,1	34,1
temperatura „ °*C*	407,3	407	408,8	407,6	410,7
cieplik całk. „ *ciepł.*	774,8	774,7	775,4	774,9	776,4
Przed średnioprężnym cylindrem:					
ciśnienie pary *ata*	15,25	13,13	9,67	6,57	3,67
temperatura „ °*C*	311,2	299,9	280,1	260,9	256,1
cieplik całk. „ *ciepł.*	732,5	728	720	712,5	712,5
Przed niskoprężnemi cylindrami:					
ciśnienie pary *ata*	2,764	2,39	1,761	1,205	0,666
temperatura „ °*C*	138,8	130,4	116,1	wilgotn.	98,2
przegrzanie „ °*C*	8,7	5	0,5	0,2%	10,1
cieplik całk. „ *ciepł.*	655,1	651,5	645,6	640	639,5
Ciśnienie pary przy kołnierzu króćca wylotowego *ata*	0,027	0,0231	0,0184	0,01414	0,0136
cieplik całk. pary wylotowej *ciepł.*	539,8	537,8	536,6	535,1	544,1
wilgotność pary wylotowej %	11,2	11,2	11,1	11	9,5

Moc na zaciskach generatora *kW*	79011	68871	51559	35104	17505
Moc turbiny na sprzęgle generatora *kW*	82217	71922	54206	37354	19469
Zużycie pary na 1 kW-godz:					
odnośnie do mocy na zaciskach *kg*	3,869	3,852	3,88	3,947	4,357
odnośnie do mocy na sprzęgle *kg*	3,718	3,688	3,691	3,704	3,917
Sprawność termiczna odnośnie do mocy na sprzęgle %	30,34	30,49	30,37	30,14	28,45
Efekt. sprawność termodynamiczna:					
odnośnie do mocy na sprzęgle %	80	79,4	77,7	75,8	
przeliczenie przez A.E.G. na 96% próżni %	84	83,6	81,5	79,1	

Korzystne wyniki pomiarów, otrzymane dość kosztowną budową silnika, zapewniającą wprawdzie trwałe zachowanie sprawności turbiny, są przedewszystkiem z tej przyczyny ciekawe, że wzrost zużycia jednostkowego pary czyli zmniejszenie się sprawności silnika jest bardzo małe przy zmniejszającem się obciążeniu, co w elektrowniach w wielu wypadkach jest nader cenne. Dodatni ten wynik przypisać należy w wielkiej mierze użyciu koła Curtis'a jako stopnia regulacyjnego. Ponieważ turbina była zbudowana dla próżni 96%, a w czasie pomiarów próżnia wynosiła z powodu znacznie niższej temperatury wody chłodzącej 98%, przeto dokonane przez A. E. G. przeliczenie znajduje usprawiedliwienie, zwłaszcza jeśli porówna się osiągnięte efektywne sprawności termodynamiczne części wysoko-i niskoprężnej, odnośnie do mocy na sprzęgle i stanu pary w skrzynkach dolotowych, mianowicie:

obciążenie około:	przeciążenie	$^4/_4$	$^3/_4$	$^2/_4$
część wysoko- i średnioprężna $\eta_e =$	85,6%	84,3%	80,3%	75,6%
część niskoprężna $\eta_e =$	73,1%	72,7%	71,8%	71,2%

Niską sprawność części niskoprężnej przypisać należy przedewszystkiem wilgotności pary, może niedostatecznemu odwodnieniu cylindrów niskoprężnych, a oprócz tego powiększeniu straty wylotowej z powodu pracy w czasie pomiarów z większą próżnią od 96%.

Jak poprzednio zaznaczyłem, *Tow. A. E. G.* zamierza moc 80000 *kW* osiągnąć obecnie przy $n = 1500$ *obr/min* w dwukadłubowej turbinie (patrz rys. 58), możliwie krótko budowanej, podając otwarcie, że sprawność silnika będzie mniejsza, lecz przy obecnych cenach paliwa usprawiedliwiają to znacznie niższe koszty budowy. Przy obecnym stanie materjałów jest jednak wskazana duża ostrożność przy znacznem powiększaniu mocy jednego generatora przy pewnej liczbie obrotów, jak i zbytnie skracanie turbiny nie jest polecenia godne ze względu na nadmierne zdzieranie się łopatek przy pracy

z bardzo dużą prędkością pary. Oczywiście dążyć musimy do potanienia budowy turbogeneratorów parowych (zwłaszcza jest to ważne w krajach o wysokich kosztach robocizny), lecz nie powinno odbywać się to kosztem zmniejszenia niezawodności pracy silnika.

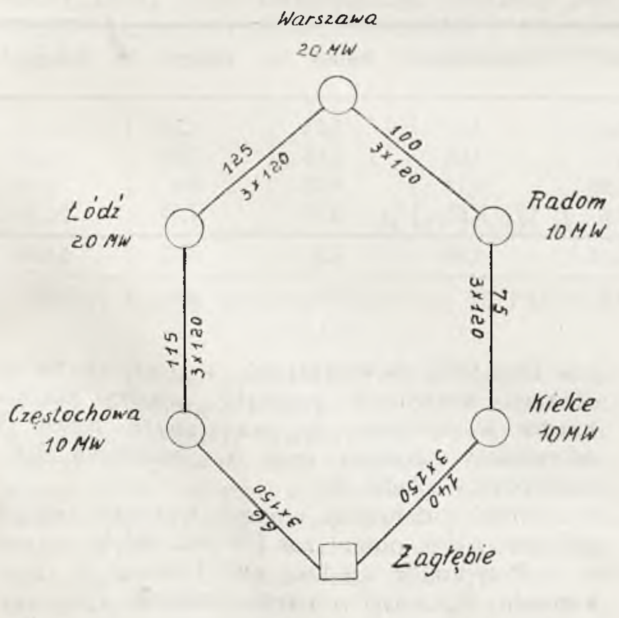
Okres budowy turbin parowych o trzech i czterech kadłubach dla ciśnień aż do około 35 *atn* i 400°, zdaje się minął, bo zagadnienie to można opanować równie dobrze dla mocy aż do około 25000 *kW* przy $n = 3000$ *obr/min*, dla większych mocy przy mniejszej liczbie obrotów *z zupełną pewnością* pod względem niezawodności ruchu zapomocą dwukadłubowej turbiny, której moc stopniowo zwiększać się będzie. Jedynie dla wyższych ciśnień budować się będzie jeszcze trzy, a może nawet czterokadłubowe turbiny, lecz obecnie wyższe ciśnienie kotła od 36 *atn* są dla turbin kondensacyjnych rzadko używane, ponieważ zyski w samym silniku są niewielkie, a koszty instalacji znacznie większe. Turbozespół czterokadłubowy o mocy 18.000 *kW* przy $n = 3000$ obr/miu zbudowany przez *Pierwszą Brneńską Fabrykę*, a uwidoczniony na rys. 4 pracuje z ciśnieniem dolotowem 100 do 120 *atn* pz temperaturą 450° do 500° *C*. Trzy pierwsze cylindry są systemu akcyjnego, a tylko czwarty systemu reakcyjnego. Para rozpręża się w pierwszym cylindrze do 55 *atn*, w drugim do 15 *atn*, w trzecim do 0,5 *atn*, a w czwartym do 0,07 *ata*. Nie ulega wątpliwości, że w chwili obecnej większość konstruktorów starałaby się rozwiązać zagadnienie zapomocą trójkadłubowej turbiny ze względu na zmniejszenie kosztów budowy.

JAN OBRĄPALSKI, inż.

KILKA UWAG W SPRAWIE ELEKTRYFIKACJI POLSKI.

por. *Technika Cieplna*, 1928, str. 177.

W poprzednim artykule naszkicowałem schemat obliczenia kosztów przeniesienia energji z Zagłębia do Warszawy, obecnie zaś obliczę na zasadzie danych udzielonych mi łaskawie przez wielkie



Plan sieci 110 KV

Rys. 1.

firmy elektrotechniczne przybliżony koszt budowy i eksploatacji sieci 110 *kV* dostarczającej prąd dla obciążeń podstawowych (T = 5500 g/r) większych miast środkowej Polski w ilościach mocy na razie następujących: Warszawa 20 *mW*, Łódź 20 *mW*, Częstochowa 10 *mW*, Radom 10 *mW* i Kielce 10 *mW*, przy średniem $\cos \varphi = 0,8$; zakładam również, że moce powyższe wkrótce się podwoją, słupy więc zaprojektowane są odrazu dla 2-ch linij, z których narazie jedna będzie założona. Dla porównania podaję również koszt linji pojedyńczej zwykłej. Dla mocy początkowych najekonomiczniejsze napięcie leży w granicach od 100 do 150 *kV*, wybrano 110 *kV* Przeniesienie energji odbywa się przy całkowitem wyzyskaniu przewodów, t. j. przy $\cos \varphi = 1$ u odbiorców, w tym celu w transformatorniach ustawione są synchroniczne kompensatory faz. Dla mocy powyższych i gęstości prądu 1,6 *A/kV/mm* oraz mając na względzie potrzebę czasowego przesyłania energji drogą ogólną, wybrano przekroje linij pojedyńczych na przestrzeni Zagłębie — Częstochowa i Zagłębie — Kielce 150 mm^2 *Cu*, a na pozostałych odcinkach 120 mm^2 *Cu*. Odległość między słupami 230 m. Spadek napięcia wyniesie na przestrzeni Zagłębie — Warszawa w samej linji 9 — 10%, w transformatorach ok 4 %, czyli ogółem 13 — 14%. Koszt linij takich dla naszych stosunków obecnych wynosi za 1 *km* w tysiącach złotych. (Tab. 1):

TABELA 1.

przekrój	linja jednotorowa	linja na razie jednot.	linja dwutorowa
3 x 150	42	48	75,5
3 x 120	36,5	43,5	65,5

Koszt ogólny linij w tych wykonaniach wykonaniach wyniesie w tys. zł. (Tab. 2):

TABELA 2.

Odcinek	Długość km	Przekrój mm^2	lin. jednot.	lin. narazie jednotorowa	lin. dwutorowa
Zagł. — Częst.	66	150	3117	3625	4980
Częst. — Łódź	115	120	4200	5000	7530
Łódź — Warsz.	125	120	4560	5440	8200
Zagł. — Kielce	140	150	5880	6720	10560
Kiel. — Rad.	75	120	2740	3270	4920
Rad. — Warsz.	100	120	3650	4350	6550
			24147	28405	42740

Moc pozorna i rzeczywista stacyj transformatorowych oraz kompensatorów faz, jak również koszt całkowity stacyj pod dachem podany jest w tabeli 3 w tys. złotych.

TABELA 4

miasto	na razie		potem	
	zł/kW	%	zł/kW	%
Warszawa	866	2,5	700	2,5
Łódź	361	3,2	275	3,3
Częstochowa	244	4,5	195	4,8
Radom	541	3,1	432	3,2
Kielce	377	3,6	309	3,7
średnio	530	3,0	413	3,0

Jeżeli na zasadach podanych w poprzednim numerze obliczyć straty, w żelazie transformatorów (1% mocy), w miedzi transformatorów (dla 5500 godzin 60% strat największych dodatkowych w miedzi wynoszących 1%), koronowych (1 *kW/km*)

TABELA 3.

stacja	Transformatory mVA	Transformatory mW	Kompensatory mVA	Kompensatory mW	Koszt I część	Koszt II część
Warszawa	25	20	12	0,6	1465	1060
Łódź	25	20	12	0,6	1465	1060
Częstochowa	12,5	10	6	0,3	1225	940
Radom	12,5	10	6	0,3	1225	940
Kielce	12,5	10	6	0,3	1225	940
Zagłębie	100	80	—	—	2170	1300
Razem					8775	6240

TABELA 5.

	Warszawa	Łódź	Częstochowa	Radom	Kielce	Razem
w żelazie transformatorów	3,5	3,5	1,75	1,75	1,75	12,25
w miedzi	2,1	2,1	1,05	1,05	1,05	7,35
korona	3,2	0,96	0,14	0,75	0,4	5,45
w linji	9,75	8.6	1,65	3,75	2,55	26,30
Razem	18,55	15,16	4,59	7,3	5,75	51,35
albo % ilości wysłanej	14	12	8	11.5	9,5	11,5

Stacje otwarte tańsze będą od poprzednich ok. 15%.

Ogółem więc koszt linji okólnej wyniesie w tys. zł.

na razie 37180 (ogółem dla 70 *mW*)
pote 20575

czyli ogółem 57755 tys. zł. (ogółem dla 140 *mW*) Jeżeli przyjąć na amortyzację linji 2%, transformatorni 6%, to dla każdego kierunku obliczyć można pewną średnią stopę amortyzacyjną, którą obciążyć trzeba koszt kompletnej linji przesyłowej (linja i transformatornia) dla każdego z miast i 1 *kW* mocy przesłanej; na poszczególnych odcinkach koszt linji podzielony jest w stosunku do przesyłanych dla różnych miast mocy. Koszt ten i stopa procentowa podane są w tab. 4.

i w linji (60% największych), i straty te na odcinkach wspólnych podzielić między zasilane miasta w stosunku do pobieranych mocy, to otrzymamy podział strat w miljonach *kWh* następujący (Tabl. 5):

Ilość odebranej energji wyniesie narazie 385 mil. *kWh*, potem zaś 770 mil. *kWh* rocznie.

Przyjmując średnią amortyzację 3%, koszt kapitału 8%, koszt obsługi i napraw 1,5%, czyli ogółem 12,5% wartości, licząc następnie po 3 gr. za 1 *kWh* strat, otrzymamy następujące zestawienie kosztów przesyłania 1 *kWh* odebranej z podziałem na składniki zależne od kosztu instalacji (1) i kosztu strat (2) (Tab. 6):

Jeżeli do stawek powyższych dodać 5% na ciężary różne, a 10% na zysk przedsiębiorstwa, to Warszawa mogłaby otrzymać prąd po cenie

TABELA 6

miasto	na razie				potem			
	Mil kWh	koszt gr.			Mil kWh	koszt gr.		
		1	2	ogółem		1	2	ogółem
Warszawa	110	0,59	0,55	1,14	220	0,48	0,55	1,03
Łódź	110	0,25	0,45	0,70	220	0,19	0,45	0,64
Częstochowa	55	0,17	0,26	0,43	110	0,14	0,26	0,40
Radom	55	0,37	0,43	0,80	110	0,30	0,43	0,73
Kielce	55	0,26	0,34	0,60	110	0,21	0,34	0,55
ogółem	385	0,36	0,40	0,76	770	0,28	0,40	0,68

hurtowej $3{,}0 + 1{,}14 \cdot 1{,}5 = 4{,}31$ *gr/kWh*, Łódź zaś po 3,81 *gr/kWh*. Oczywiście warunkiem koniecznym jest, aby prąd nie był trzykrotnie, t. j. przy produkcji, przesyłaniu i odprzedaży, obciążony podatkami. Czy można projekt ten zrealizować ze względu na istniejące koncesje elektrowni miejskich? Że można, dowiodła tego zagranica, trzeba tylko znaleźć formułę przy zastosowaniu której będą w jego realizacji widziały swój interes i miasta, i elektrownie, a nadewszystko Państwo. Jest to ciekawy objekt i dla naszych hut żelaznych (3000 ton słupów) i dla fabryk miedzi (2160 ton linki).

Oczywiście projekt niniejszy jest tylko szkicem mającym na celu zwrócenie szerokiej uwagi na to, iż problem ten staje się ze względów gospodarczych aktualnym, i że warto poddać go szerszej fachowej dyskusji; przy dalszych studjach zapewne okaże się, że i kierunek linij trzeba obrać inny uwzględniający potrzeby północno—zachodnich miast Małopolski, i napięcie 110 *kV* nie będzie już może najdogodniejszem, znaczenie gospodarczeprzesyłania energji odpadkowej węglowej pozostanie jednak bez zmiany.

W pierwszej części niniejszego artykułu drukowanego w poprzednim zeszycie *Techniki Cieplnej* należy poprawić niżej wymienione błędy i niedokładności druku:

strona	łam	wiersz	wydrukowano	powinno być
171		tab. I	266698	267698
171		tab. II		
		I-sza kol.		
		1-szy wiersz	46.621	42.621
		2-ga kol.		
		3-ci wiersz	46.424	46.524
		4-ta kol.		
		5-ty wiersz	20.076	29.076
		6-ta kol.		
		2-gi wiersz	13.373	11.373
175	prawy	23/24	18000 lub 25000 kW	18000 plus 25000 kW
173	prawy	25/26	18000 lub 16000 kW	18000 plus 16000 kW
174	prawy	rys. 3	N/KW	Mn/kW
175	prawy	8	węgla w gr	węgla *W* gr
175	prawy	19	k 0,97	k 0,98
177	lewy	2	amortyzacja 3%	amortyzacja 4%
177	lewy	4	obsługa 0,5%	obsługa 1,5%
177	prawy	20	ok. 450 zł.	ok. 400 zł.

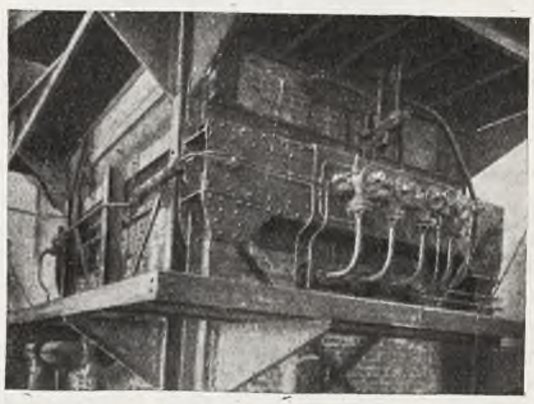
KRONIKA TECHNICZNA.

1. RUCH KOTŁA WYSOKOPRĘŻNEGO W FABRYCE CELULOZY.

Rys. 1 — 3, przedstawiają wysokoprężny kocioł Atmos'a *), pracujący w fabryce celulozy Fors Bruk S. A. w Szwecji. Zaznaczyć należy, że jest to mały zakład fabryczny, o wydajności 9000 tn celulozy rocznie, leżący w głębi lasów i oddalony od Sztokholmu o 180 *km*. Kocioł ten, na ciśnienie 100 *atn*, posiada 4 rury wirujące, w których wytwarza się para. Nad niemi umieszczony jest przegrzewacz i podgrzewacz. Woda zasilająca jest przedewszystkiem chemicznie oczyszczana, a potem destylowana w wyparce.

Powyższy kocioł znajduje się w ruchu nieprzerwanym, dzień i noc, od grudnia 1926 r. i jest obsługiwany wraz z turbiną przez jednego palacza; mimo to kocioł pracuje bez zarzutu i pewnie.

Kocioł ma palenisko podsuwne (Dano — Stopfer) rys. 2 — 3, w którem spala się górnośląski węgiel — orzech. Usuwanie żużla odbywa się samoczynnie, zapo-



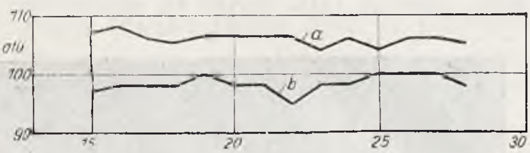
Rys. 1

*) Patrz „*Technika Cieplna*", 1924, str. 9 — 12. Inż. Z. Dauter. Kotły wysokoprężne z wirującemi opłomkami.

mocą dwóch ślimaków, chłodzonych wodą, umieszczonych po obu stronach rusztu. Komora paleniska jest ukształtowana w ten sposób, że razem z węglem można spalać odpadki drzewne. Kocioł dostarcza około 5000 *kg* pary na godzinę, o ciśnieniu 100 *atn* i temp. 440° C: z tego 800 *kg* pary wytwarza podgrzewacz.

Wysokoprężna i przegrzana para rozpręża się w turbozespole, o mocy 480 *kW*, do 6 *atn* przeciwciśnienia i o tej prężności odchodzi do warników celulozy. Przy pomocy przekładni zębatej zmniejsza się ilość obrotów turbiny z 15000 na 3000 obr/min.

Źródłem energji i pary jest tylko kocioł Atmos. Sprawność kotła jest wysoka, bo według prób odbiorczych wynosi 80,4%; również łatwo przezwycięża kocioł, mimo małej objętości wodnej, znaczne wahania w pobieraniu pary, jak to wskazuje rys. 4, który przedstawia

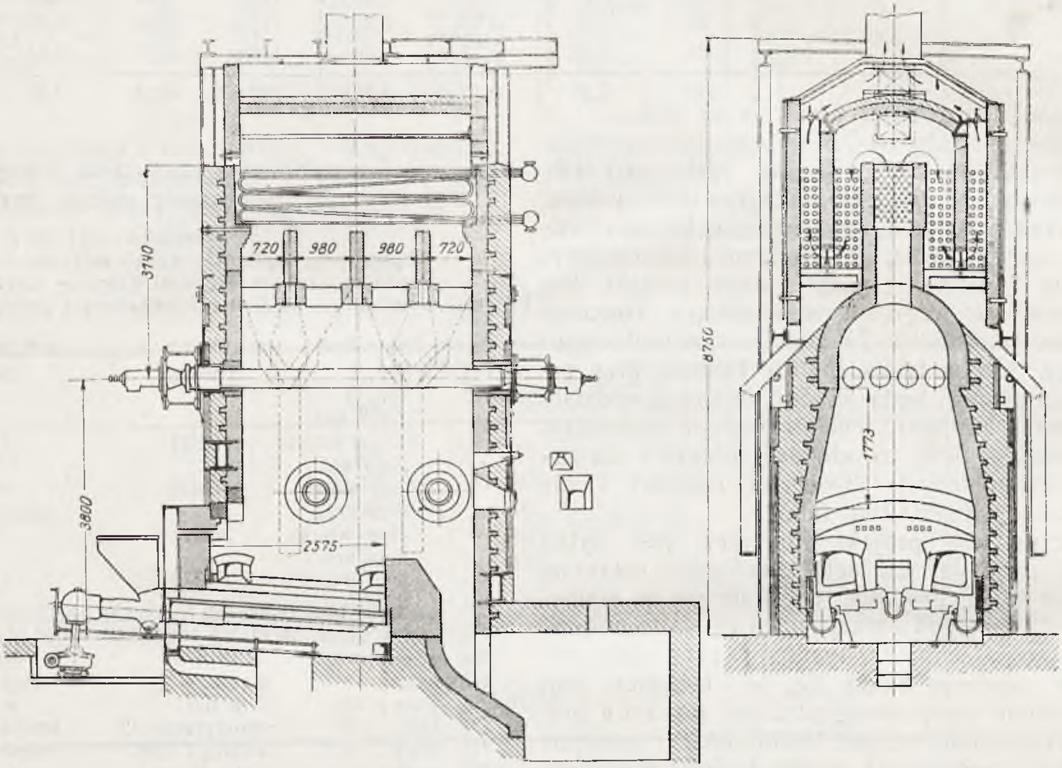


Rys. 4.

najwyższe i najniższe ciśnienie pary (a) w kotle w okresie miesięcznym. Widzimy tu, że ciśnienie mało odbiegają od 100 *atn*. Przedtem fabryka ta pobierała pracę w formie energji elektrycznej z elektrowni okręgowej, a parę wytwarzano w kotłach niskoprężnych. Oszczędności przez wprowadzenie powyższego, wysokoprężnego urządzenia pozwalają przypuszczać że w ciągu około dwóch lat urządzenie się zamortyzuje. (*Arch. f. Wärmewirtschaft* r. 1928). *R. M.*

2. WYNIKI I DOŚWIADCZENIA W RUCHU Z KOTŁEM ATMOS.*)

W zakładzie, Oschersleben, Sudenburskiej Fabryki i Odlewni Żelaza S. A., pracuje od kilku lat wysokoprężny kocioł Atmos, przy ciśnieniu roboczem 110 *atn* i przy średniej wydajności pary 2500 *kg*/godz.: temp. pary wynosi 400 — 425° C. Para jest wytwarzana w dwóch rurach



Rys. 2 i 3.

o średnicy wewnętrznej 271 *mm* i grubości ścianki 17 *mm*, wirujących z szybkością 300 obr/min. Długość tych rur wynosi 4280 *mm*, a ponieważ gazy spalinowe okrążają je na długości 3400 *mm*, więc powierzchnia ogrzewalna kotła wynosi 6,5 m^2. Oprócz tego kocioł posiada dwa podgrzewacze wody, z napawanemi śrubowo żebrami, o ogólnej powierzchni ogrzewalnej 68,7 m^2 i przegrzewacz o powierzchni ogrz. 4,9 m^2. Woda zasilająca wchodzi do rur wirujących jedną, centralną rurą, która obraca się w dławiku. W podobny sposób urządzony jest z drugiej strony odpływ pary.

Przeprowadzona 6-godzinna próba na odparowanie w lipcu 1926, dała wyniki pod każdym względem zadawalniające. Samoczynne zasilanie pracowało bez za-

*) Instalacje parowe pracujące przy tak wysokiej prężności pary nie wchodzą na razie w naszych warunkach w rachubę. Dzięki dostatecznemu zabezpieczeniu w paliwo przemysł nasz może jeszcze poczekać na wyniki praktyczne pracy kotłów wysokoprężnych (Benson, Atmos, Loefler, Seeliger i t. p.). W instalacjach kondensacyjnych napotykamy w naszych warunkach prężności pary nie dochodzące do 27 *atn*. Jedynie w instalacjach na przeciwciśnienie i z pobieraniem pary ciśnienie pary dochodzi do 40 *atn*. Czechosłowacja buduje obecnie centralę elektryczną i grzejną, która pracować będzie przy ciśnieniu 65 *atn* i 45 C, przy turbinach na 60 *atn* do 20 *atn* (*Przyp. Red.*).

rzutu. W rurach wirujących grubość warstwy wody wahała się w granicach pomiędzy 49 i 59 *mm*, gdy najmniejsza dopuszczalna grubość warstwy wynosi 30 *mm*. Temperatura wahała od 390° do 418° C, a ciśnienie pomiędzy 90 i 108 atn. Napęd i wirowanie rur nie powoduje prawie żadnego hałasu; dławiki były zupełnie szczelne. Obsługa nie wymaga większej pracy, niż przy zwykłem urządzeniu kotłowem.

Osiągnięta sprawność nie była wysoka i wynosiła 75,87 %. Powód leży głównie w nadmiernych stratach, wskutek niedostatecznej izolacji kotła. Jest to bowiem mała, próbna instalacja kotłowa, o stosunkowo dużej powierzchni, wskutek czego ma duże straty przez promieniowanie i przewodzenie. Godną uwagi jest duża wydajność podgrzewacza i samego kotła. Woda, wchodząca do podgrzewacza o temp. 56° C, wychodzi z niego, jako mieszanina pary i wody o temp. 308° C. Z 692,2 *kcal/kg* odbieranego ciepła przez całe urządzenie kotłowe, na podgrzewacz przypada około 318,2 *kcal/kg*, czyli 46 %, a natężenie jego powierzchni ogrz. 12568 $kcal/m^2$ godz. Rury wirujące odbierały 266,5 *kcal/kg*, czyli 38,5% całkowitego ciepła; natężenie powierzchni ogrzew. jest tu szczególnie wysokie, bo wynosi 111200 $kcal/m^2$ godz. Resztę ciepła odbiera przegrzewacz w ilości 107,5 *kcal/kg*, czyli 15,5%, o natężeniu pow. ogrzew. 59580 $kcal/m^2$ godz.

Ponieważ jednak powyższe urządzenie jest tylko próbne, dla badań, i jest w ruchu tylko od czasu do czasu, więc na podstawie tej próby nie można wyciągać daleko idących wniosków co do jego zachowania się w ruchu ciągłym; późniejsze próby dały jednak równie dobre wyniki, co do bezpieczeństwa i wydajności tego kotła.

(*Arch. f. Wärmewirtschaft, 1928*).

R. M.

3. USPRAWNIENIE STARSZYCH SIŁOWNI.

Znaczna większość siłowni elektrycznych zbudowana została przed zastosowaniem pobierania pary z końcowych działów turbiny parowej do ogrzewania wody zasilającej. O ile instalacje takie pozbawione są ekonomiserów, temperatura wody doprowadzanej do kotłów nie przekracza 100° C. Do ogrzewania wody służy para odlotowa z mechanizmów pomocniczych. Siłownie tego typu są nadal czynne i ponosić muszą skutki swych właściwości instalacyjnych. Kierownicy ich pragną oczywiście zmniejszyć wydatki i powiększyć wydajność siłowni, dążąc do celu najrozmaitszemi drogami.

Przy powiększaniu instalacji *Norraganset Electric Lighting Co.* w *Providence* zastosowano schemat, który może być pożyteczny w wielu innych podobnych wypadkach. Siłownia posiadała turbiny o mocy ogólnej 125000 *kW* bez połączeń do pobierania pary. Wodę zasilającą ogrzewano prawie do 100° C, zapomocą pary odlotowej z mechanizmów pomocniczych. Nowa turbina 35000 *kW*, pozwala na pobieranie pary w trzech punktach i może ogrzewać nietylko wodę zasilającą, jaką sama w postaci pary zużywa, lecz i resztę wody zasilającej jakiej stacja potrzebuje. Do tego celu służy trzeci podgrzewacz pobierający parę wyższej prężności. Do 60% pary doprowadzonej do tej turbiny odprowadzonych zostaje z trzech punktów jej pobierania. Podniesienie temperatury wody zasilającej starej instalacji zwiększa wydajność kotłów. Ponadto zastosowanie pary do ogrzewania wody zasilającej zwiększa ogólną wydajność stacji i obniża koszt paliwa przypadający na *kWh*.

Schemat tego rodzaju może być zastosowany w niejednej z istniejących siłowni, które ustawiają nowe turbiny. Nowa turbina może być obliczona na podniesienie temperatury wody zasilającej w całej siłowni, podnosząc wydajność pary i zmniejszajac ogólne wydatki. W pewnych wypadkach możemy nie mieć możności zainstalowania nowej turbiny kondensacyjnej. Należy w takim razie przeprowadzić obliczenie celowości ustawienia turbiny, przeznaczonej wyłącznie do ogrzewania wody z jednym lub dwoma wylotami grzejnemi w dziale wyższej prężności, w celu podniesienia temperatury wody zasilającej. Turbina taka da moc stosunkowo niewielką. Będzie to zespół mały, który da się z łatwością pomieścić w siłowni. W wielu wypadkach, zależnych od właściwości obciążenia siłowni, instalacja tego rodzaju może się całkowicie opłacić.

Uwagi powyższe powinny zachęcić kierowników siłowni do dokładnego zanalizowania bilansów cieplnych prowadzonych przez nich siłowni. (*Power*).

4. PIENIENIE SIĘ WODY W KOTLE.

Zjawisko pienienia się wody w kotle (foaming) jest bardzo różnorodnie rozumiane. Ponadto terminy „foaming" i „priming" używane są naprzemian do określania trzech zasadniczo odmiennych zjawisk, a mianowicie:

1) powstawania piany na powierzchni wody,
2) gwałtownego wrzenia wody,
3) powstawania drobnych pęcherzyków w masie wody.

Autor notatki mówi o przyczynach powodujących zjawisko „foaming" i „priming" oraz wykłada fizyko-mechaniczną teorję pierwszego z wyżej wymienionych zjawisk, opierając się na pracach specjalistów. Według tej teorji podstawowym warunkiem powstawania piany jest istnienie pewnej powłoki na powierzchni płynu. Mówiąc inaczej — koncentracja domieszek w powierzchniowej warstwie płynu powinna zasadniczo różnić się od koncentracji istniejącej w całej masie płynu. W wodzie kotłowej koncentracja tego rodzaju powstawać może pod wpływem zawartych zazwyczaj w wodzie soli nieorganicznych, naprzykład soli sodu. Roztwory tych soli nie posiadają jednak takiej stałości, by mogły utrwalić odmienną koncentrację na powierzchni wody w ciągu dłuższego czasu. Nie mogą one być przeto powodem pienienia się wody. Jeżeli jednak jednocześnie woda zawiera w zawieszeniu cząsteczki ciał stałych, takich jak osad kotłowy lub szlam, warstwy powierzchniowe ulegają ustaleniu i mogą spowodować pianę.

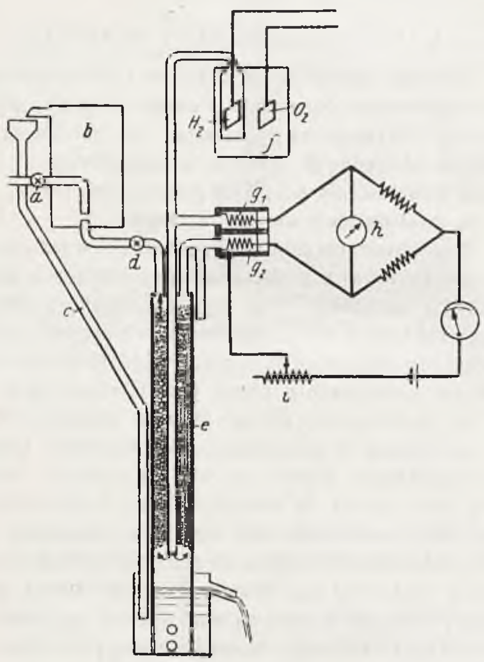
Można to stwierdzić przez następujące łatwe doświadczenie. Około 500 cm^3 wody ogrzewamy w odpowiedniem naczyniu nad palnikiem gazowym. Stwierdzić przy tem można, że ani woda zawierająca w roztworze jedynie sole sodowe, ani jedynie zawieszone w niej cząsteczki ciał stałych nie wydziela piany. Obfita biała piana powstaje na powierzchni wody dopiero wówczas, gdy oprócz odpowiedniej koncentracji soli sodowych woda zawiera w zawieszeniu pewną ilość ciał stałych. Doświadczenie powyższe wyjaśnia całkowicie sprzeczności napotykane dotychczas przy ocenie tego zjawiska, uzależnianego całkowicie od stopnia koncentracji soli w wodzie.

Aby zapobiedz pienieniu się, autor radzi wprowadzić do kotła niewielką ilość oleju rycynowego. Podobno najmniejszy dodatek oleju usuwa niezwłocznie pienienie się wody (*Industrial and Enginering Chemistry, 1924*)

5. PRZYRZĄD DO MIERZENIA ILOŚCI TLENU ZAWARTEGO W WODZIE ZASILAJĄCEJ.

Najnowsze badania Bauera i in. potwierdziły, że nażeranie rur kotłowych spowodowane jest w pierwszej linji zawartością tlenu w wodzie zasilającej. Przyrządy do odgazowania wody w ogólności czynią zadość praktycznym wymaganiom, gdyż usuwają tlen do zawartości 0,1 cm^3/l która to zawartość 0_2 nie jest już szkodliwa. Ponieważ jednak zachodzi możliwość i obawa że, wskutek nieszczelności poza urządzeniem odgazowującem, tlen znowu dostać się może do wody zasilającej, ważne jest stałe dozorowanie zawartości 0_2.

Sporządzony przez *Cambridge Instrument Co. Ltd* Londyn, nowy przyrząd mierniczy, (rys. 1), wskazuje w sposób ciągły zawartość 0_2 w cm^3/l w wodzie zasilającej przy przekroczeniu krytycznej zawartości 0_2 (t. j. około 0,4 cm^3/l), zaczyna albo świecić lampka sygnałowa, albo też daje o tem znać inny przyrząd alarmujący.



Rys. 1.

Sposób działania powyższego przyrządu jest następujący: Niewielką ilość wody zasilającej, w ilości około 500 cm^3/min, doprowadza się kurkiem dolotowym (*a*) do głównego zbiornika (*b*); który jest zaopatrzony w przelew do rury (*c*), a stąd pod tem samem ciśnieniem przez kurek (*d*) do oczyszczalnika (*e*). Samo usuwanie tlenu z wody polega na tem, że równomierny strumień wodoru przechodzi przez wodę i wchodzi na miejsca rozpuszczonego w wodzie tlenu, tak, że uchodzący z oczyszczalnika gaz zawiera prawie całą ilość rozpuszczonego przedtem w wodzie tlenu. Wodór otrzymujemy elektrycznie w naczyniu (*f*) napełnionem czystą wodą, przez którą płynie prąd elektryczny o natężeniu 1,4 *A*; wytworzony wodór płynie najpierw około cewki platynowej (g_1), do oczyszczalnika (*e*), gaz zaś, wypływając, okrąża dolną cewkę platynową (g_2).

Jeśli teraz przepuścimy przez cewki (g_1) i (g_2) prąd elektryczny o napięciu 2 *V*, to cewki się rozgrzewają, a ich przewodnictwo będzie różne, w zależności od składu otaczających je gazów. Przy użyciu mostka *Wheatston*'a można tę różnicę stale mierzyć i odczytywać na odpowiednio wycechowanym galwanometrze (*h*) zawartość 0_2. Galwanometr posiada mechanizm zegarowy, który co minutę porusza mechanizm piszący. Co 24 godziny zakładamy nowy papier, opatrzony w podziałkę od 0,1 — 1,0%, na którym rysik kreśli nam zawartość 0_2 w %. Opornik (*i*) ma za zadanie utrzymanie stałego prądu, niezależnie od baterji. Mechanizm zegarowy i piszący mogą być równocześnie użyte do wykreślania zawartości $C0_2$, $C0$ i temp. spalin.

Opisując powyższy przyrząd (według *Engineering—1926*) nadmieniamy, że jest on polecenia godnym w zakładach, w których woda zasilająca do kotłów jest odgazowywana.

R. M.

6. NOWA WIELKA WŁOSKA SIŁOWNIA.

Societá Adr atica di Elettricita wybudowała w pobliżu Mestre siłownię parową, która po ukończeniu ma rozwijać moc 100.000 *kW*. Ustawiono już cztery kotły Babcock'a z których każdy posiada powierzchnię ogrzewalną 1200 m^2, powierzchnię przegrzewacza 420 m^2 i powierzchnię podgrzewacza 900 m^2. Mają one wytwarzać normalnie po 36,000 a maksymalnie po 48,000 *kg* pary na godz., o ciśnieniu 26 *atn* i temp. 400°C. Sprawność ich przy pełnem obciążeniu (30 $kg/m^2/godz.$) jest gwarantowana 85%, a przy przeciążeniu (40 kg/m^2 *godz*)—80%. W paleniskach podsuwnych Riley'a ma być spalany wysokowartościowy węgiel, o górnej wartości opałowej 6000 — 7000 *kcal/kg*. Dwa dalsze kotły o powierzchni ogrzewalnej po 1100 m^2, dostarczane przez firmę Borsig, są już w budowie. Aby zmniejszyć koszta zakładowe, a chodzi tu o siłownię, mającą na celu pokrywanie szczytów obciążenia, podgrzewanie wody zasilającej parą wylotową nie jest przewidziane. W ekonomizerze woda zasilająca będzie podgrzewana do 100° C. Woda dodatkowa, w ilości około 5% całkowitego zapotrzebowania wody zasilającej, będzie odgazowywana w odparowniku Atlas do zawartości tlenu 0,1 g/m^3.

Jako silniki ustawiono trzy turbozespoły o mocy po 16.000 *kW*, dostarczone przez Franco Tosi w Legnano. Każda turbina jest trzykadłubowa, z trzema stopniami akcyjnemi i 53 stopniami reakcyjnemi, o 2250 *obr/min*. Każdy kondensator powierzchniowy zużywa przy pełnem obciążeniu turbiny i 96% próżni, około 90 *kg* wody chłodzącej na 1 *kg* pary. Woda chłodząca jest pobierana z morza o temp. około 15° C. Rozkład kosztów całego urządzenia jest następujący: kotły i rurociągi 37,5%, silniki 27,5%, budynki 14% i instalacje elektryczne 7,5%, całkowitych kosztów zakładowych *(L'Energia Elettrica 1928)*.

R. M.

ROZPORZĄDZENIA WŁADZ.

OCHRONA PRAWNA INŻYNIERÓW REWIDENTÓW STOWARZYSZENIA DOZORU KOTŁÓW PAROWYCH.

MINISTERSTWO SPRAWIEDLIWOŚCI
Warszawa, dnia 24 lipca 1928 roku
L. II. A. 5189/28.

Pismo okólne № 1194/II. A. 28,

W sprawie ochrony prawnej rewidentów Stowarzyszeń dozoru kotłów parowych.

Do

Panów Prezesów sądów apelacyjnych i Prokuratorów przy tych sądach.

Minister Przemysłu i Handlu zwrócił się pismem z 24.X.1927 r. z prośbą o zapewnienie inżynierom-rewidentom stowarzyszeń dozoru kotłów parowych bardziej skutecznej ochrony prawnej przed spotykającemi ich w toku czynności urzędowych zniewagami czy nawet oporem.

Ponieważ ustawa z dnia 31 maja 1921 r. o nadzorze nad kotłami parowemi (Dz. U. R. P. № 50 poz. 303) ustala w art. 1., że wszystkie kotły parowe podlegają nadzorowi władz rządowych, a celem urzędowego dozoru kotłów jest zabezpieczenie życia i mienia nietylko osób, mających bezpośrednią styczność z kotłami, lecz i osób postronnych, którym grożą skutki wybuchu kotła, przeto urzędowy dozór kotłów ma charakter ochrony bezpieczeństwa publicznego.

Bezpośredni i urzędowy dozór nad kotłami rozporządzeniem Ministra Przemysłu i Handlu z dnia 27 stycznia 1922 r. (Dz. U. R. P. № 10 poz. 80) został przekazany stowarzyszeniom dozoru kotłów, które wspomniany nadzór wykonują za pośrednictwem inżynierów-rewidentów. Uprawnienia i obowiązki rewidentów są wskazane w rozporządzeniu Ministra Przemysłu i Handlu z dnia 8 listopada 1921 r. (Dz. U. R. P. № 103 poz. 744).

Z zestawienia powyższych przepisów wynika, że władze państwowe sprawowanie dozoru kotłów zleciły stowarzyszeniom dozoru kotłów, a inżynierowie-rewidenci stowarzyszeń tych, posiadający nawet legitymacje, potwierdzone przez Ministerstwo Przemysłu i Handlu, spełniają swe czynności w zastępstwie urzędników państwowych. Jako spółpracownikom organów bezpieczeństwa publicznego winna być im zatem zapewniona ochrona osobista przy wykonywaniu obowiązków służbowych.

Zdarzające się niejednokrotnie wypadki znieważania lub nawet czynnego oporu przeciw zarządzeniom inżynierów kotłowych przy wypełnianiu obowiązków służbowych utrudniają, a nawet mogą wręcz uniemożliwić im wypełnienie obowiązków, z poważną szkodą dla interesów bezpieczeństwa publicznego.

W celu zapobieżenia temu niepożądanemu stanowi rzeczy konieczne jest zapewnienie rewidentom stowarzyszeń dozoru kotłów parowych należytej ochrony prawnej przez stosowanie możliwie szybkiej represji karnej we wszystkich sprawach, w których z racji wykonywania swych obowiązków stroną poszkodowaną stają się inżynierowie-rewidenci stowarzyszeń dozoru kotłów parowych i diatego sprawy te powinny być traktowane jako sprawy pilne i ze szczególną pieczołowitością, podobnie jak to powinno mieć miejsce w sprawach, o których mowa w okólnikach № 862 z r. 1924 (Dz. Urz. Min. Spr. № 72 r. 1924) i № 915/NP/24 (Dz. Urz. Min. Spr. № 17 z r 1924).

Ministerstwo podaje powyższe do wiadomości i ewentualnego wydania stosownych zarządzeń.

Za ministra

(—) St. Car
Podsekretarz Stanu

Za zgodność

(—) podpis nieczytelny
wz. Naczelnika Kancelarji Głównej

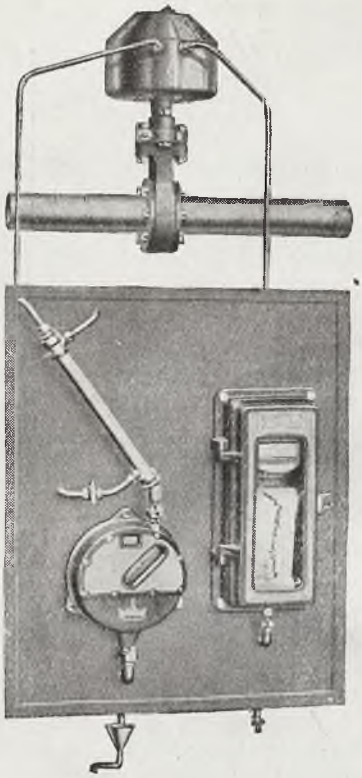
PRZEGLĄD WYTWÓRCZOŚCI.

SOCIÉTÉ GÉNÉRALE d'EVAPORATION

Wytwórnia Société Générale d'Evaporation, Procédes Prache et Bouillon w Paryżu, zwiększyła swój kapitał akcyjny z 320.000 fcs do 3.500.000 fcs.

Nowa emisja akcji pokryta została w całości. Została ona wywołana rozrostem działalności wytwórni w kraju i zagranicą. Wytwórnia pracuje od lat przeszło 20 w dziedzinie wytwarzania i racjonalnego wyzyskania pary w przemyśle. Opracowane przez nią metody i urządzenia znalazły na całym świecie liczne zastosowania w przemysłach rolnych, w przemyśle chemicznym i w tych działach przemysłu, w których zachodzi potrzeba wytwarzania wody destylowanej, potrzebnej dla pracy spółczesnych kotłowni.

Aparaty wytwórni znalazły pomiędzy innemi zastosowanie w marynarce handlowej i wojennej oraz w kolonjach i krajach tropikalnych przy odparowywaniu wody morskiej dla celów spożycia.



Paromierze „Askania"

odprowadzają część mierzonego przepływu pary, zawsze w tym samym stosunku do głównego przepływu, skraplają ją i ważą
Zmiany ciśnienia i temperatury pary nie wpływają w najmniejszym stopniu na dokładność pomiarów ilościowych tych paromierzy.
Dzięki tej właściwości i licznym innym zaletom, paromierze „Askania"

przewyższają wszelkie znane aparaty tego rodzaju.

ASKANIA-WERKE A.G.
BAMBERGWERK
BERLIN-FRIEDENAU
KAISERALLEE 87/88

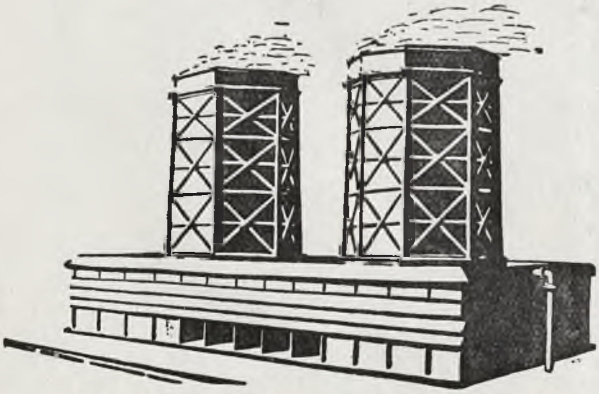
Przedstawicielstwo w Polsce:
Dom Handlowy DANIEL KRAUSHAR, S. A.
Warszawa, Żórawia 22, Tel. 325-55
skrz. poczt. 104,

287—6

BIURO TECHNICZNE

JULJUSZ OVERHOFF

Kraków, Garncarska 8.
Adres telegr.
Inżdrzewiecki Kraków.
telefon № 26-10.



BUDOWA CHŁODNIC OCIEKOWO KOMINOWYCH

do oziębiania wód pat. Overhoff-Thausing od najmniejszych do największych sprawności.

Dostawa maszyn chłodniczych „Abdamos" do wyzyskania par odlotowych przy silnikach.

265—S

PRZY WSZELKICH ZAPYTANIACH PROSIMY POWOŁYWAĆ SIĘ NA OGŁOSZENIA **W TECHNICE CIEPLNEJ.**

MATERJAŁY
IZOLACYJNE
CIEPŁO- I ZIMNO-OCHRONNE ORYG.
NEWALLS

85% Magnezja plastyczna i otuliny. „NEWTEMPHEIT" dla przegrzanej pary. Cegła „NONPAREIL" dla wys. temp. Korek „NONPAREIL" w płytach i otuliny.

Wykwalifikowani monterzy do dyspozycji.

Skład i Jeneralna Reprezentacja
FRANCISZEK OŻAROWSKI
Warszawa, Kopernika 42
Telefon 295-72
Telegramy: „OZET"

293—1